



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SPIRÁLNÍ ŠNEKOVÝ DOPRAVNÍK

SPIRAL CONVEYOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Sklenář

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Jiří Sklenář
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Spirální šnekový dopravník

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočet a konstrukční řešení dopravníku pro zadané rozměrové a výkonnostní parametry.

Dopravní výkon 1350 kg.h-1.

Dopravní vzdálenost 7,5 m.

Dopravovaný materiál max. objemové hmotnosti 1950 kg.m-3.

Cíle bakalářské práce:

Provedení funkčního výpočtu, určení hlavních rozměrů a návrhu pohonu.

Pro uvedené parametry posouzení nejdelší možné dopravované vzdálenosti. Výběr vhodných parametrů dopravovaných materiálů.

Nakreslení sestavného výkresu dopravníku a detailu spirály.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír Klapita. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel Vávra. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Obsahem této práce je teoretický popis šnekových dopravníků a dále návrh konstrukčního řešení spirálního šnekového dopravníku podle zadaných parametrů podložen výpočtem. Součástí této práce je výkresová dokumentace vycházející ze základních vypočtených parametrů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Spirální dopravník, spirála, žlab, elektromotor, převodovka, cement

ABSTRACT

The content of this work is the theoretical description of the screw conveyors and the design of the structural solution of the spiral screw conveyor based on the specified parameters. Part of this work is drawing documentation based on basic calculated parameters.

KEYWORDS

Spiral conveyor, spiral, trough, electric motor, gearbox, cement

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKLENÁŘ, Jiří. Spirální šnekový dopravník [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116882>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Jiří Sklenář

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady při konzultacích, firmě RATAJ, a.s. za ochotu a sdílení zkušeností z výroby a návrhu dopravníků a v neposlední řadě také mé rodině, která mě po celou dobu studia podporovala.

OBSAH

Úvod	15
1 Rozdělení šnekových dopravníků.....	16
2 Základní části spirálního dopravníku	18
2.1 Žlab	18
2.2 Spirála	19
2.3 Pohon	20
3 Výběr vhodných parametrů dopravovaných materiálů	21
4 Základní výpočet pro návrh dopravníku.....	22
4.1 Výpočet objemového dopravního výkonu	22
4.2 Výpočet a návrh vnějšího průměru spirály	24
5 Návrh pohonu dopravníku	26
5.1 Volba motoru	28
5.2 Volba převodovky.....	29
5.3 Kontrola skutečného dopravního výkonu se zvoleným pohonem	32
5.4 Posouzení nejdelší možné dopravní vzdálenosti.....	32
6 Žlab dopravníku.....	33
6.1 Výstelka žlabu.....	33
6.2 Bezešvé trubky.....	34
7 Hmotnost dopravníku	35
7.1 Hmotnost materiálu v dopravníku	35
7.2 Hmotnost spirály.....	35
7.3 Hmotnost žlabu	36
7.4 Hmotnost pohonu.....	36
7.5 Hmotnost čepů	36
7.6 Celková hmotnost	37
8 Uložení spirály.....	38
8.1 Výpočet radiální síly	38
8.2 Výpočet axiální síly	39
8.3 Volba koncového ložiska.....	40
9 Pevnostní výpočet.....	41
9.1 Minimální průměr čepu	41
Závěr.....	42
Seznam použitých zkratk a symbolů	45
Seznam příloh	47

ÚVOD

Šnekové dopravníky jsou zařízení pro dopravu materiálů různých vlastností, které se řadí do skupiny dopravníků bez tažného prostředku. Do této skupiny se také řadí válečkové a vibrační dopravníky. Protože u této skupiny dopravníků narážíme na absenci tažného prostředku (např. pás nebo řetěz), přepravují materiál na základě jiného fyzikálně-technického principu. V případě šnekového dopravníku se využívá rotující šnekovnice, která působí na materiál nasypaný do žlabu dopravníku. Základní podmínkou pro pohyb materiálu ve žlabu je, aby tření mezi materiálem a stěnou žlabu bylo větší než tření mezi materiálem a povrchem šnekovnice.

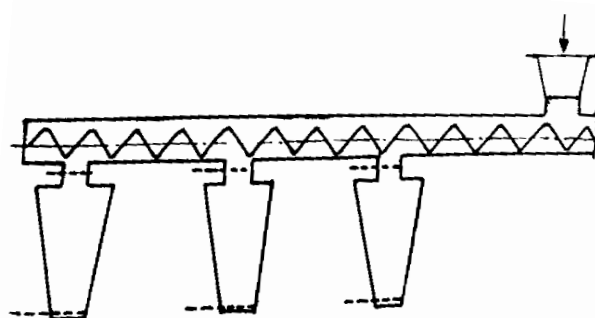
Tyto dopravníky jsou v dnešní době hojně využívány a jejich oblíbenost nabývá po celém světě, protože přináší vysokou variabilitu konstrukčních řešení a začlenění dopravníku do již fungujících výrobních linek. Tato zařízení jsou vhodná pro širokou škálu dopravovaných materiálů, například prašné, zrnité, vláknité, a další materiály. Mimo jiné mohou šnekové dopravníky i kromě samotné přepravy materiálu plnit různé technologické procesy, např. mísení materiálu nebo také v kombinaci s přesnými vahami spolehlivé dávkování materiálu do dalších navazujících technologických celků.

V této práci se budu věnovat návrhu spirálního šnekového dopravníku, který je jedním z typů šnekových dopravníků, které popíšu v první kapitole. Tento dopravník bude navrhován pro dopravu cementu v betonářské výrobě a v navazujících kapitolách bude postupně popsán jeho konstrukční návrh včetně volby pohonné jednotky a funkčního výpočtu základních částí.

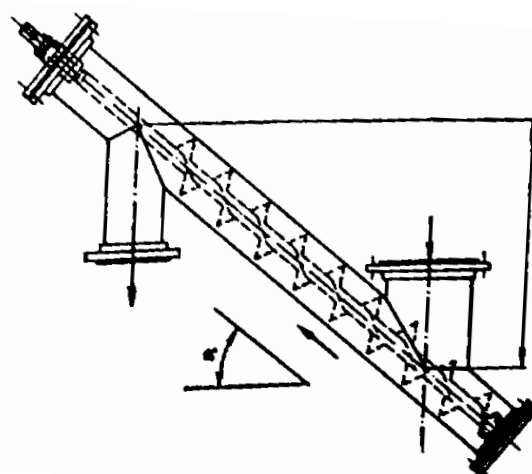
1 ROZDĚLENÍ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Šnekové dopravníky se dle [1] str. 178 dělí:

- a) podle směru dopravy na:
- vodorovné
 - šikmé
 - svislé



Obr. 1 Vodorovný šnekový dopravník [1] str. 179

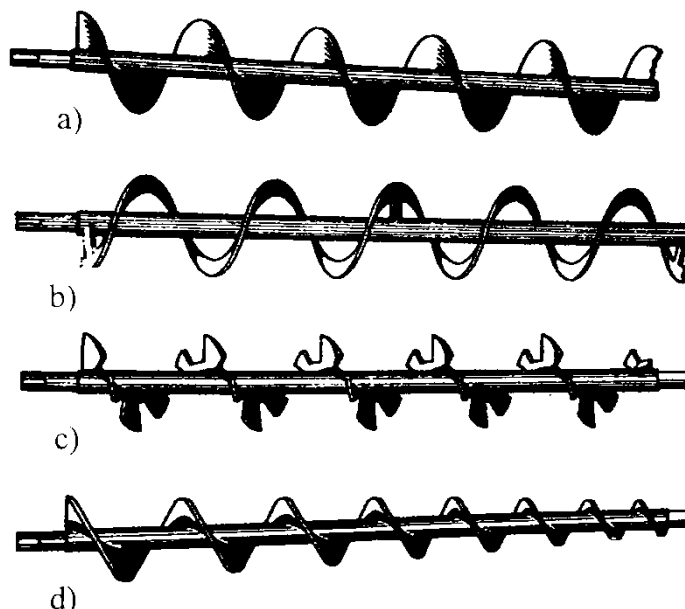


Obr. 2 Šikmý šnekový dopravník [2] str. 265

- b) podle smyslu stoupání šnekovnice na:
- pravotočivé
 - levotočivé
- c) podle počtu šnekovnic na:
- jednošnekové
 - dvoušnekové

d) podle typu šnekovnice na:

- s plnou šnekovnicí
- s obvodovou šnekovnicí
- s lopatkovou šnekovnicí
- s kuželovou šnekovnicí



Obr. 3 Typy šnekovnic [2] str. 267

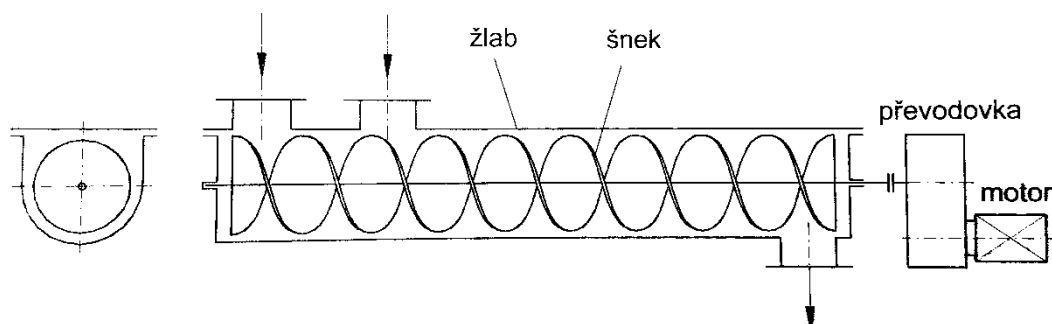
a) plná, b) obvodová, c) lopatková, d) kuželová

Výše uvedené typy šnekových dopravníků mají přívlasek s centrálním hřídelem. Tyto hřídele mohou být plné nebo duté kruhového nebo někdy čtvercového průřezu a na koncích mají plné čepy sloužící pro uložení v ložiskách. Plnou šnekovnicí tvoří plochý závit z ocelového plechu nebo odlitek, který je svým vnitřním průměrem uchycen na centrálním hřídeli. Šnekové dopravníky s plnou šnekovnicí jsou nejrozšířenějším typem. Obvodovou šnekovnicí tvoří také plochý závit vytvořen z plechu, který je ale upevněn k centrálnímu hřídeli v určitých vzdálenostech pomocí vzpěr z ploché oceli. Obvodové šnekovnice se používají pro dopravu tuhých, tekoucích a lepkavých materiálů (např. asphalt), které by mohly na šnekovnici ulpívat, protože tento typ nemá kouty mezi šnekovnicí a hřídelem. Lopatkové šnekovnice mohou mít lopatky různých tvarů a používají se za účelem promíchávání materiálu přímo při dopravě ve žlabu. Kuželové šnekovnice se vyrábí s proměnlivým stoupáním a podle orientace šnekovnice ve žlabu se docílí buď nakypření, nebo naopak zhuštění materiálu. Pokud je nejmenší průměr a zároveň nejmenší stoupání šnekovnice na vstupu materiálu do žlabu, materiál se nakypří. [3]

Mimo tyto typy existuje i tzv. spirální nebo také bezosý šnekový dopravník, který centrální hřídel nemá a šnekovnici tvoří pouze ocelová spirála. Díky absenci centrálního hřídele tento typ dopravníku může dosahovat vyšších dopravních výkonů a v případě pružného materiálu spirály (např. pružinová ocel, plast) může být ohebný. Jednotlivé části tohoto typu dopravníku budou popsány v následující kapitole.

2 ZÁKLADNÍ ČÁSTI SPIRÁLNÍHO DOPRAVNÍKU

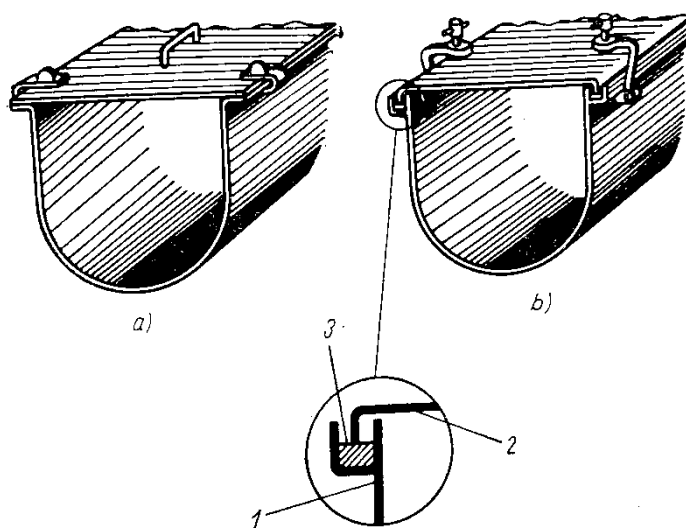
Spirální šnekový dopravník se skládá ze tří základních částí, a to ze žlabu jako nosného orgánu, spirály umožňující pohyb materiálu a pohonu, kterým může být buď samotný elektromotor, nebo častěji převodový elektromotor.



Obr. 4 Schéma šnekového dopravníku [4] str. 70

2.1 ŽLAB

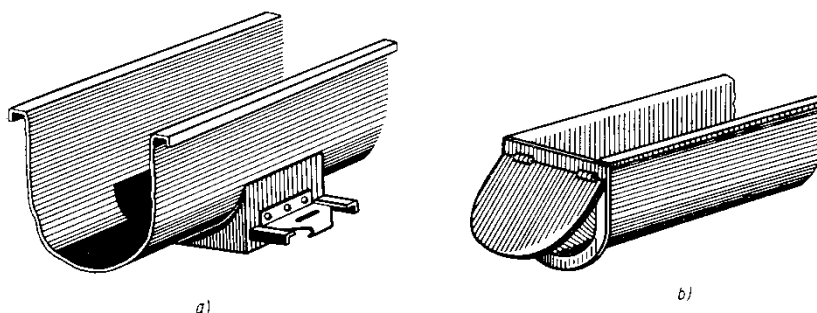
Žlab tvoří nosnou část dopravníku a bývá realizován ve tvaru „U“ nebo mezikruhového průřezu v podobě trubek. Jeho rozměry se odvíjí od rozměru spirály, kdy se ale musí dodržet minimální vůle mezi spirálou a žlabem, a to v rozmezí od 5 mm do 10 mm v závislosti hlavně na druhu dopravovaného materiálu. V případě žlabu tvaru „U“ bývá zhotoven z ocelového plechu tloušťky 2 až 8 mm a v horní části průřezu žlabu se ohýbáním nebo lisováním vytváří lem pro zvýšení tuhosti žlabu a pro případné uchycení víka. Je-li vyžadována prachotěsnost žlabu, pak se drážka v lemu žlabu vyplňuje těsnícím materiálem jako je například pryž nebo asfalt. [3]



Obr. 5 Zakrytí žlabu dopravníku [3] str. 91

a) jednoduché; b) těsné
1- žlab; 2- víko; 3- těsnění

Materiál dopravovaný šnekovým dopravníkem se vždy do žlabu přivádí shora. Plnění žlabu musí být rovnoměrné a může být v libovolném místě. V případě krytého žlabu se materiál přivádí otvory ve víku. Vyprazdňování žlabu dopravníku se může provádět libovolně podle potřeby. V případě odebírání materiálu ze dna žlabu se používají otvory osazené šoupátkem. Pokud se materiál odebírá ve směru osy spirály, provádí se tak klapkou osazenou v čele žlabu. Odebírání materiálu se může realizovat z více míst a tato místa bývají ovládaná ručně nebo mechanicky. V dnešní době jsou však dopravníky plně automatizovány včetně odběrových míst. [3]



Obr. 6 Vyprazdňování žlabu [3] str. 91

a) šoupátko ve dně žlabu; b) klapka na konci žlabu

Pro spirální dopravníky se na dnešním trhu upřednostňují trubkové žlaby před tvarem „U“ zejména z důvodu zajištění prachotěsnosti díky jejich celistvosti a jednodušší montáži. Mezi výhody žlabů tvaru „U“ oproti trubkovým však ale patří nižší hmotnost a možnost demontáže krytu a následné údržby.

2.2 SPIRÁLA

Spirály pro spirální dopravníky se vyrábí převážně z uhlíkové oceli technologií válcováním z pásů nebo svařováním mezikruhových výstřižků roztažených na požadované stoupání. Průřez pásů pro výrobu spirál může být buď obdélníkového, nebo lichoběžníkového tvaru podle specifikací pro použití. Ve speciálních případech se spirály mohou vyrábět z pružinové oceli pro ohebnost nebo z nerezové oceli pro použití v potravinářském nebo chemickém průmyslu. Tyto spirály jsou použitelné bez centrálního hřídele, proto se na jednom konci osazují přírubou pro přenos krouticího momentu M_k od převodovky (viz. Obr. 7) nebo se na oba konce navařují čepy jak pro přenos M_k , tak pro uložení v ložiskách. Mezi největší dodavatele spirál na trhu v ČR patří firma RATAJ, a.s. a firma HAScz, a.s. ve spolupráci s italskou společností FLITECH. [1]



Obr. 7 Spirála s přivařenou přírubou [5]

2.3 POHON

Pohon dopravníku tvoří elektromotor s převodovkou, který ale bývá často nahrazován převodovým elektromotorem, který je připevněn v případě větších rozměrů na samotné konzole nebo je namontován přímo k čelu žlabu pomocí příruby. Krouticí moment od výstupní hřídele pohonu na spirálu je přenášen přes převodovku a pružnou spojku. Pokud je pohon umístěn na straně výsypky dopravníku, jedná se o tzv. tažný dopravník. Pokud je pohon naopak umístěn na druhé straně, tedy v místě násypky, jedná se o tzv. tlačný dopravník. [6]

Mezi nejznámější výrobce převodových elektromotorů patří firmy Sew Eurodrive, Stromag, NORD. Mezi největší výrobce samotných elektromotorů zcela jistě patří celosvětově známé firmy SIEMENS, Control Techniques nebo také český výrobce MEZ Frenštát. Výrobce převodovek pak zastupují firmy Renold, italská Riduttori, Hitachi a také česká firma Strojírna Kukleny spol. s.r.o., o které bude zmínka v návrhu pohonu.



Obr. 8 Převodový elektromotor fy SEW Eurodrive [7]

3 VÝBĚR VHODNÝCH PARAMETRŮ DOPRAVOVANÝCH MATERIÁLŮ

Šnekové dopravníky obecně jsou použitelné pro širokou škálu materiálů o různých vlastnostech. Pro návrh dopravníku je třeba zohlednit objemovou hmotnost přepravovaného materiálu, jeho zrnitost a globální součinitel, který zahrnuje fyzikální vlastnosti materiálu, zejména úhel tření. Pro teoretický výpočet dopravního výkonu je nutno určit vhodné otáčky spirály, součinitel plnění a rozměry spirály, které lze nazvat provozními parametry. Tyto parametry jsou určeny experimentálně a jsou tabelovány. Dopravník navrhovaný v této práci bude určen pro přepravu cementu. Do skupiny se stejnými parametry pro výpočet dopravního výkonu se mimo cementu řadí dle [8] str. 209 také drobné uhlí, hrubozrnná sůl a písek. Skupina těchto materiálů je charakterizována jako neabrazivní zrnité a abrazivní práškovité materiály. [8]

Vlastnosti výše zmíněných materiálů jsou shrnuty v Tab. 1. Provozní parametry pro tuto skupinu materiálů budou popsány v následující kapitole v Tab. 2.

Tab. 1 Vlastnosti vybraných materiálů [11]

Materiál	Objemová hmotnost ρ_v [kg·m ⁻³]	Globální součinitel w [-]
cement	1200	3,2
drobné uhlí	850	2,5
hrubozrnná sůl	960	3,2
písek	2080	4

4 ZÁKLADNÍ VÝPOČET PRO NÁVRH DOPRAVNÍKU

Dopravník bude navrhován pro dopravu cementu v betonářské výrobě. Pro upřesnění je nutno uvést, že se bude jednat o dopravu ve vodorovném směru, a to od zásobníku cementu k odběrnému místu pro míchačku. Pro zjednodušení bude počítáno pouze s jedním odběrným místem, a to těsně před koncem dopravníku ve dně žlabu.

Při výpočtu budou použity zadané parametry:

- Dopravní hmotnostní výkon $Q_m = 1350 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
- Dopravní vzdálenost $l_v = 7,5 \text{ m}$
- Objemová hmotnost zvoleného materiálu (cementu) $\rho_v = 1200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

4.1 VÝPOČET OBJEMOVÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU

Pro výpočet objemového dopravního výkonu platí vztah (1) dle [8] str. 208:

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho_v} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}], \quad (1)$$

kde:

$Q_v \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$ objemový dopravní výkon udávající počet objemových jednotek přepravených za jednotku času

$Q_m \quad [\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}]$ hmotnostní dopravní výkon udávající počet hmotnostních jednotek přepravených za jednotku času

$\rho_v \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ objemová hmotnost materiálu zahrnující i mezery mezi zrny materiálu, tudíž udává počet hmotnostních jednotek materiálu na jednotku objemu

$$Q_v = \frac{1350}{1200} = 1,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Pro objemový dopravní výkon dále platí vztah (2) dle [8] str. 208, který lze použít pro výpočet vnějšího průměru spirály D:

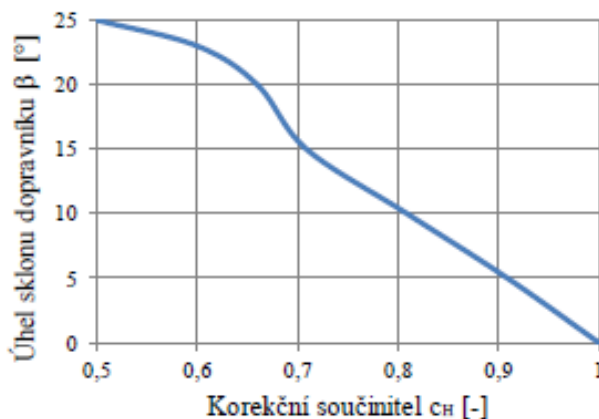
$$Q_v = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_t \cdot c_H \quad [m^3 \cdot h^{-1}], \quad (2)$$

kde:

π	[-]	matematická konstanta
D	[m]	vnější průměr spirály
s	[m]	stoupání spirály, dle [8] pro malé průměry spirál $s = D$
ψ	[-]	součinitel plnění žlabu, pro cement dle Tab. 2 $\psi = 0,3$
n_t	[s ⁻¹]	teoretické otáčky spirály, dle Tab. 2 $n_t = (1 \div 2) \text{ s}^{-1}$, voleno $1,3 \text{ s}^{-1}$
c_H	[-]	korekční součinitel snižující dopravované množství vzhledem ke sklonu dopravníku při dopravě vzhůru, z Obr. 9 je zřejmé, že $c_H = 1$

Tab. 2 Základní parametry podle vlastností materiálů [8] str. 209

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	Ψ [-]	n_t [s ⁻¹]	v [m·s ⁻¹]
neabrazivní, lehký, práškovitý nebo zrnitý	uhelný prach, mouka, zrní, práškové vápno	0,45	2 až 4	0,5
neabrazivní zrnitý a práškovitý abrazivní	drobné uhlí, hrubozrnná sůl, cement, písek	0,3	1 až 2	0,2 až 0,4
velmi abrazivní, hrubě kusovitý, lepivý	drobný koks, hrubozrnné vápno	0,15	0,2 až 1	0,1



Obr. 9 Graf pro zvolení korekčního součinitele [8] str. 209

4.2 VÝPOČET A NÁVRH VNĚJŠÍHO PRŮMĚRU SPIRÁLY

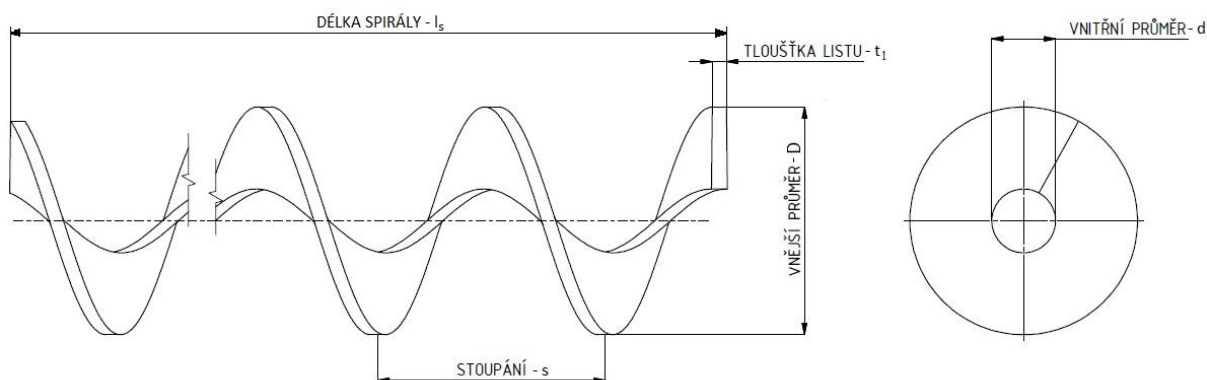
Matematickou úpravou vztahu (2) za předpokladu $s = D$ dostáváme vztah (3) pro výpočet vnějšího průměru spirály D :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n_t \cdot c_H}} \quad [m] \quad (3)$$

Po dosazení zvolených parametrů dostáváme hodnotu D :

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,125}{3600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1,3 \cdot 1}} = 0,1007 \text{ m}$$

Z důvodu, že firma HAScz, a.s. má v sortimentu bezosé spirály dostupné od vnějšího průměru 150 mm a výše, je pak firma RATAJ, a.s. jasnou volbou pro dodání spirály. Jejich sortiment spirál je velmi pestrý a nabízí spirály s vnějším průměrem od pouhých 25 mm až do 800 mm. Délka spirály je téměř neomezená, firma dodává spirály na zakázku. Po nahlédnutí do katalogu výrobků a následné konzultaci s výrobním ředitelem této společnosti je vhodnou volbou spirála s označením RLN 100x100x34x5 (viz. Obr. 10 a Tab. 3).



Obr. 10 Rozměry spirály [9]

Tab. 3 Výťah z katalogu robustních spirál RATAJ [10]

Typ	Vnější*stoupání*vnitřní*tloušťka (mm)	Materiál
Robustní bezosá spirála RLN 90(AISI 304)	90*90*34*5	Nerez(AISI 304)
Robustní bezosá spirála RL 100	100*75*34*6	Ocel
Robustní bezosá spirála RL 100 E	100*100*27*6 E	Ocel
Robustní bezosá spirála RL 100	100*100*34*6	Ocel
Robustní bezosá spirála RL 100 R	100*110*34*12 R	Ocel
Robustní bezosá spirála RLN 100(AISI 304)	100*75*34*5	Nerez(AISI 304)
Robustní bezosá spirála RLN 100(AISI 304)	100*100*34*5	Nerez(AISI 304)
Robustní bezosá spirála RL 110	110*75*34*6	Ocel

Spirála bude na obou koncích přivařena na čepy. Čep na konci dopravníku bude uložen v radiálním jednořadém kuličkovém ložisku, které bude uloženo v ložiskovém tělese připevněném na čele žlabu. Na straně pohonu bude mít čep na konci evolventní drážkování shodné s drážkováním ve výstupním náboji převodovky, která má integrované radiálně-axiální ložisko pro zachycení radiálních a axiálních sil.

5 NÁVRH POHONU DOPRAVNÍKU

Pro návrh pohonu dopravníku je nezbytné znát příkon dopravníku, který je však určen řadou dílčích odporů, z nichž se některé nedají stanovit výpočtem s dostatečnou přesností. [3]

Z tohoto důvodu je zaveden tzv. globální součinitel w , který je závislý na vlastnostech dopravovaného materiálu, a je tabelován. Výsledný příkon dopravníku pak určuje vztah (4) dle [3] str. 93:

$$P_d = \frac{Q_v \cdot \rho_v \cdot g}{3600} \cdot (l_v \cdot w \pm h) \quad [W], \quad (4)$$

kde:

P_d	[W]	příkon šnekového dopravníku
g	[m·s ⁻²]	gravitační konstanta
l_v	[m]	vodorovná dopravní vzdálenost
w	[-]	globální součinitel, pro cement dle ČSN 26 0070 $w = 3,2$ [11]
h	[m]	dopravní výška, při vodorovné dopravě $h = 0$

Po dosazení do vztahu (4) s globálním součinitelem pro cement $w = 3,2$ a objemovou hmotností cementu $\rho_{vc} = 1200 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ dostáváme teoretický příkon dopravníku pro cement P_{dct} :

$$P_{dct} = \frac{1,125 \cdot 1200 \cdot 9,81}{3600} \cdot (7,5 \cdot 3,2 \pm 0) = 88,3 \text{ W}$$

Aby bylo dodrženo zadání práce, pohon musí být dimenzován pro maximální objemovou hmotnost materiálu $\rho_{vmax} = 1950 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Jelikož je tato hodnota vyšší než u cementu, automaticky bude platit, že pohon navržený pro tuto objemovou hmotnost bude dostačující i pro cement. Dle ČSN 26 0070 [11] objemové hmotnosti $\rho_{vmax} = 1950 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ odpovídá písek kopaný, vlhký s globálním součinitelem $w = 4,0$. Po dosazení do vztahu (4) pak dostáváme teoretický příkon dopravníku pro maximální objemovou hmotnost P_{dmaxt} :

$$P_{dmaxt} = \frac{1,125 \cdot 1950 \cdot 9,81}{3600} \cdot (7,5 \cdot 4 \pm 0) = 179,3 \text{ W}$$

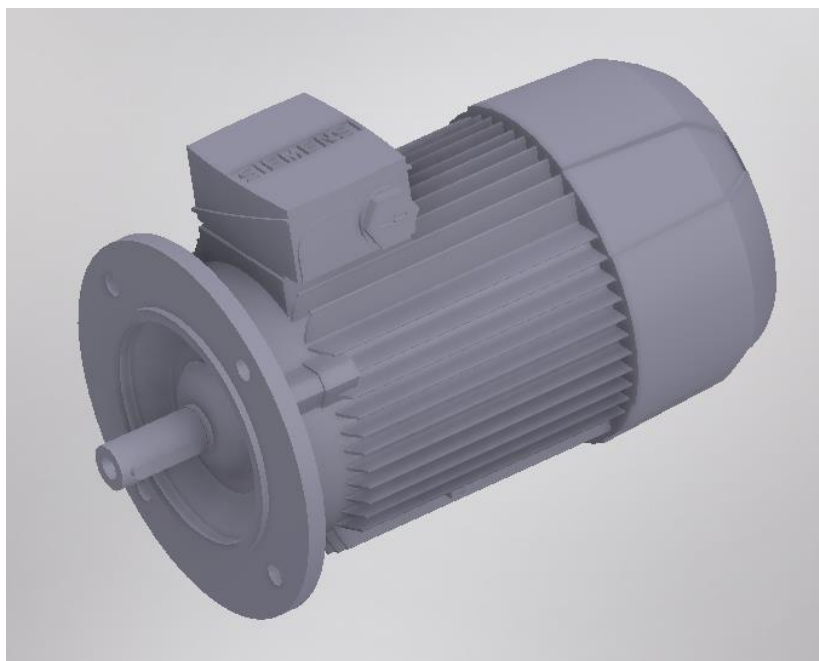
Tato hodnota je však pouze teoretická a vychází z předpokladů plynulého chodu dopravníku, homogenního materiálu a plynulého přísunu materiálu. Dle [6] se obecně pohony navrhují minimálně s 20% rezervou, což by po přepočtu odpovídalo 215 wattům. V případě cementu je však nutno zohlednit riziko vlhkosti, kdy by se cement při navlhnutí začal lepit a hutnit. Tento nepříznivý jev by se mohl projevit zadržováním cementu v dopravníku a tím vznik odporových špiček, které musí pohon bez problémů překonat. Momenty setrvačnosti jednotlivých součástí jsou téměř zanedbatelné, proto nebudou uvažovány.

Při vystavení nezávazné poptávky na výrobu dopravníku se zadanými parametry shodnými se zadáním byl firmou RATAJ, a.s. doporučen pohon o výkonu $(1,5 \div 2)$ kW, proto tedy bude zvolen motor o jmenovitém výkonu $P_{jm} = 1,5$ kW.

Při porovnání cen převodových elektromotorů (např. SEW Eurodrive) a pohonů složených z motoru a převodovky odlišných výrobců jsou převodové elektromotory oproti druhé variantě výrazně dražší, proto bude pohon sestaven z motoru a převodovky odlišných výrobců. Musí se však zvolit tak, aby se k sobě hodily jak parametry výkonnostními, tak i parametry rozměrovými (připojovacími). Pohon dopravníku bude umístěn na straně násypky, tudíž se bude jednat o dopravník tlačný.

5.1 VOLBA MOTORU

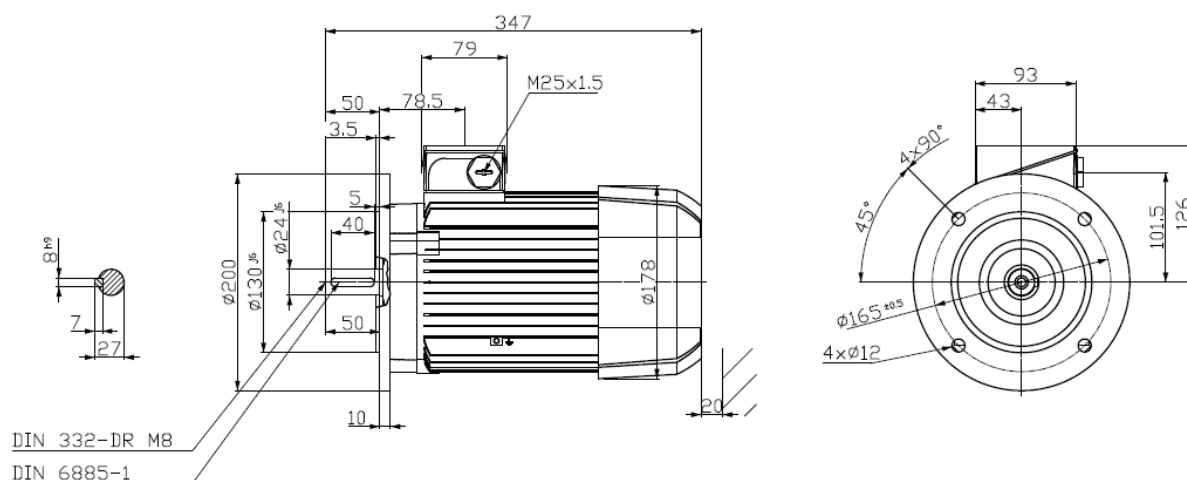
Z výše uvedených důvodů byl hledán motor o jmenovitém výkonu $P_{jm} = 1,5 \text{ kW}$. Pro vyhledání vhodného modelu byl použit online konfigurátor firmy SIEMENS [12], pomocí kterého byl zvolen motor s označením SIEMENS 1LE1002-0EB42-2FA4. Jedná se o čtyřpólový třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko se jmenovitým výkonem $1,5 \text{ kW}$ a výstupními otáčkami $n_1 = 1410 \text{ min}^{-1}$. Hmotnost motoru m_m je dle katalogu [13] 15kg. Motor bude připevněn na převodovku pomocí příruby, která je kompatibilní s přípojovacími rozměry převodovky.



Obr. 11 Asynchronní motor SIEMENS s přírubou [12]

Tab. 4 Základní parametry motoru z katalogu výrobce [13]

P_N	P_N	Velikost	Provozní hodnoty při jmenovitém výkonu														Hliníková řada 1LE1002 Provedení IE1 podle IEC 60034-30-1 Objednací číslo	m_{mB3}	J	Momentová třída	
			n_N	M_N	IE třída	η_N	η_N	η_N	$\cos \varphi_N$	I_N	M_A'/M_N	I_A'/I_N	M_K'/M_N	L_{pA}	L_{WA}						
50 Hz/ P50	60 Hz/ P60 ¹⁾		50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz	50 Hz							
kW	kW		min ⁻¹	Nm	%	%	%	%	4/4	400 V	A										
4-pólové: 1500 min ⁻¹ při 50 Hz, 1800 min ⁻¹ při 60 Hz ¹⁾																					
0,55	0,63	80 M	1385	3,8	IE1	70,0	70,7	67,7	0,79	1,44	2,1	3,7	2,2	59	66	▲ 1LE1002-0DB2 ■■■■■■	9	0,0014	16		
0,75	0,86	80 M	1385	5,2	IE1	72,1	72,0	67,0	0,76	1,85	2,1	3,6	2,3	59	66	▲ 1LE1002-0DB3 ■■■■■■	11	0,0017	16		
1,1	1,27	90 S	1405	7,5	IE1	75,0	75,9	73,6	0,81	2,5	2,1	4,5	2,3	61	68	▲ 1LE1002-0EB0 ■■■■■■	12	0,0024	16		
1,5	1,75	90 L	1410	10	IE1	77,2	77,8	75,1	0,80	3,35	2,4	4,7	2,6	61	68	▲ 1LE1002-0EB4 ■■■■■■	15	0,0033	16		
2,2	2,55	100 L	1425	15	IE1	79,7	80,5	78,5	0,81	4,9	2,2	5,1	2,3	60	72	1LE1002-1AB4 ■■■■■■	18	0,0059	16		
3	3,45	100 L	1425	20	IE1	81,5	83,0	82,3	0,85	6,3	2,4	5,4	2,6	60	72	1LE1002-1AB5 ■■■■■■	22	0,0078	16		
4	4,55	112 M	1435	27	IE1	83,1	84,3	83,7	0,83	8,4	2,5	6,1	2,9	58	70	1LE1002-1BB2 ■■■■■■	27	0,010	16		
5,5	6,3	132 S	1450	36	IE1	84,7	85,7	84,9	0,82	11,2	2,3	5,7	2,7	64	76	1LE1002-1CB0 ■■■■■■	38	0,019	16		
7,5	8,6	132 M	1450	49	IE1	86,0	86,9	86,3	0,82	15,2	2,6	6,6	3,1	64	76	1LE1002-1CB2 ■■■■■■	44	0,024	16		
11	12,6	160 M	1460	72	IE1	87,6	87,9	86,7	0,81	22,5	2,7	6,9	3,3	65	77	1LE1002-1DB2 ■■■■■■	62	0,044	16		
15	17,3	160 L	1460	98	IE1	88,7	89,1	88,0	0,82	30,0	3,0	7,5	3,6	65	77	1LE1002-1DB4 ■■■■■■	73	0,056	16		
18,5	21,3	180 M	1468	120	IE1	89,3	90,2	90,2	0,85	35	2,2	7,3	3,1	63	76	▲ 1LE1002-1EB2 ■■■■■■	131	0,13	16		
22	25,3	180 L	1465	143	IE1	89,9	90,8	90,7	0,83	42,5	2,7	8	3,6	63	76	▲ 1LE1002-1EB4 ■■■■■■	132	0,13	16		
30	34,5	200 L	1472	195	IE1	90,7	91,5	91,4	0,83	58	2,3	6,9	3,1	64	78	▲ 1LE1002-2AB5 ■■■■■■	169	0,2	16		



Obr. 12 Rozměry motoru [12]

Firma SIEMENS byla zvolena z důvodů dlouholeté zkušenosti s výrobou elektromotorů, kvalitního servisu a bezpochyby je světově uznávaným výrobcem, který je značkou vysoké kvality.

5.2 VOLBA PŘEVODOVKY

Převodovka je volena s ohledem na výstupní parametry elektromotoru, tudíž musí být dimenzována na maximální kroutící moment elektromotoru a zároveň musí mít odpovídající převodový poměr i , který zajistí požadované výstupní otáčky, tedy teoretické otáčky spirály dopravníku $n_t = 1,3 \text{ s}^{-1}$.

Podle vztahu (5) dle [14] str. 574 určíme teoretický převodový poměr i_t :

$$i_t = \frac{n_1}{n_2} \quad [-], \quad (5)$$

kde:

i_t [-] teoretický převodový poměr

n_1 [s^{-1}] vstupní otáčky, v našem případě se jedná o výstupní otáčky motoru $n_1 = 1410 \text{ min}^{-1} = 23,5 \text{ s}^{-1}$

n_2 [s^{-1}] výstupní otáčky, v našem případě teoretické otáčky spirály $n_t = 1,3 \text{ s}^{-1}$

$$i_t = \frac{23,5}{1,3} = 18,1$$

Jako vhodný výrobce pro tyto parametry a použití se jeví Strojírna Kukleny spol. s.r.o., který má ve svém výrobním programu zařazené pomaluběžné excentrické reduktory typu EC Box. Tyto převodovky se vyznačují vysokými převodovými poměry, malými rozměry, malým počtem jednotlivých součástí a díky tomu téměř bezúdržbovým a bezporuchovým provozem. Převodovky fungují na principu diferenciálního planetového převodu s relativním pohybem satelitu na excentrickém vstupním hřídeli převodovky. Excentricita vstupního a výstupního hřídele je vyrovnána křížovou, tzv. Oldhamovou spojkou. [15]



Obr. 13 Řez převodovkou EC Box [15]

K vybranému elektromotoru pro navrhovaný dopravník je zvolena z katalogu výrobce [15] převodovka řady 4 (IV), která je přímo určena pro čtyřpólové asynchronní elektromotory o jmenovitém výkonu 1,5 kW. Z řady převodových poměrů nabízených u těchto převodovek je nejbližší převodový poměr $i = 17$. Výrobce nabízí i výrobu převodovky na přání zákazníka, ale převodovka by se tímto výrazně prodražila. Bude tedy volen převodový poměr $i = 17$.

Tab. 5 Parametry převodovky [15]

Velikostní řada IV					
i [-]	P_{jm} [kW]	T_1 [Nm]	T_2 [Nm]	F_{rmax} [N]	F_{amax} [N]
17	1,5	10	152	5000	4200

T_1 [N·m] maximální hodnota vstupního momentu

T_2 [N·m] maximální hodnota výstupního momentu

F_{rmax} [N] maximální radiální síla na výstupním hřídeli

F_{amax} [N] maximální axiální síla na výstupním hřídeli

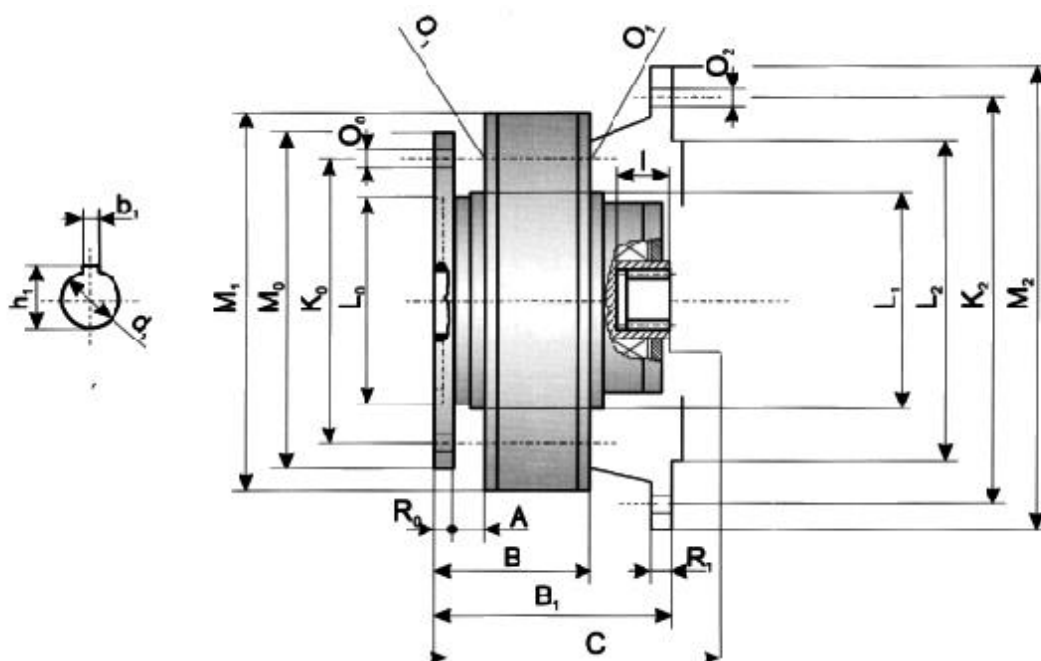
Úpravou vztahu (5) pro převodový poměr získáváme vztah (6) pro výstupní otáčky převodovky:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \text{ [s}^{-1}\text{]}, \quad (6)$$

kde n_2 jsou výstupní otáčky převodovky a zároveň skutečné otáčky spirály.

$$n_2 = \frac{23,5}{17} = 1,38 \text{ s}^{-1}$$

Převodovka je osazena dutým hřídelem na vstupu pro připojení elektromotoru, kde připojovací rozměry jsou shodné. Na výstupu je osazena podle nabídky výrobce drážkovým výstupním nábojem, do kterého se nasune přímo čep, na který bude přivařena spirála dopravníku. Převodovka má dále také integrované radiálně-axiální ložisko, které je dostatečně dimenzované na obě zatížení a není tedy třeba řešit externí ložisko. Celá pohonná jednotka bude přišroubována na čelo žlabu pomocí šesti šroubů M10. Celková hmotnost převodovky $m_{\text{přev}}$ je 28 kg.



Obr. 14 Rozměry převodovky [15]

Tab. 6 Rozměry převodovky v mm [15]

D ₁ H7	H ₁	B ₁ P9	evolventní drážkování ČSN 014952	M ₀	M ₁	M ₂	K ₀	K ₂	L ₀ H7	L ₁ F7	L ₂ F7
24	26,9	8	40x2,0x8f	200	225	300	165	265	130	145	230
I	O ₀ 4x	O ₁ 6x	O ₂ 4x	A	B	B ₁	C	Z	R ₀	H ₁	náplň oleje [l]
48	M10	M10	16	15	110	150	151	-	10	12	0,25

5.3 KONTROLA SKUTEČNÉHO DOPRAVNÍHO VÝKONU SE ZVOLENÝM POHONEM

Po zvolení pohonné jednotky je nutno ověřit skutečný dopravní výkon Q_{vs} oproti požadovanému dopravnímu výkonu $Q_v = 1,125 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Dle vztahu (7) určíme skutečný dopravní výkon Q_{vs} :

$$Q_{vs} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n_2 \cdot c_H \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (7)$$

$$Q_{vs} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} \cdot 0,1 \cdot 0,3 \cdot 1,38 \cdot 1 = 1,171 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Skutečný dopravní výkon je o $0,046 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ větší, což je zanedbatelné množství a můžeme tedy říct, že pohon je zvolen správně.

5.4 POSOUZENÍ NEJDELŠÍ MOŽNÉ DOPRAVNÍ VZDÁLENOSTI

Posuzování dopravní vzdálenosti jako takové je velice složitý proces, při kterém se musí zohlednit charakteristiky přepravovaného materiálu, pevnostní meze spirály a dalších součástí dopravníku a mnoho dalších aspektů.

Po konzultaci této problematiky s firmou RATAJ, a.s. vyšlo najevo, že dopravní vzdálenost je téměř neomezená z hlediska dodávky spirál, jelikož je díky jejich vysoké přesnosti a kvalitě možnost spojování profilů v jeden větší, robustnější profil. Nejdelší spirální dopravníky realizované touto firmou mají dopravní vzdálenost 55m ve vodorovném směru a 25m ve svislém směru na jednu pohonnou jednotku. [10]

Maximální dopravní vzdálenost dopravníku garantuje každý výrobce jinak. Záleží především na druhu přepravovaného materiálu, ale také na použitém materiálu spirály. Obecně se maximální dopravní vzdálenosti spirálních šnekových dopravníků pohybují od 9 do 25 m bez nutnosti provádění speciálních úprav.

Z výše uvedených důvodů bude pro zjednodušení určena teoretická maximální dopravní vzdálenost l_{vtmax} pro zvolenou pohonnou jednotku o jmenovitém výkonu 1,5 kW bez ohledu na pevnostní meze spirály, která bude vycházet ze vztahu (4) pro příkon dopravníku.

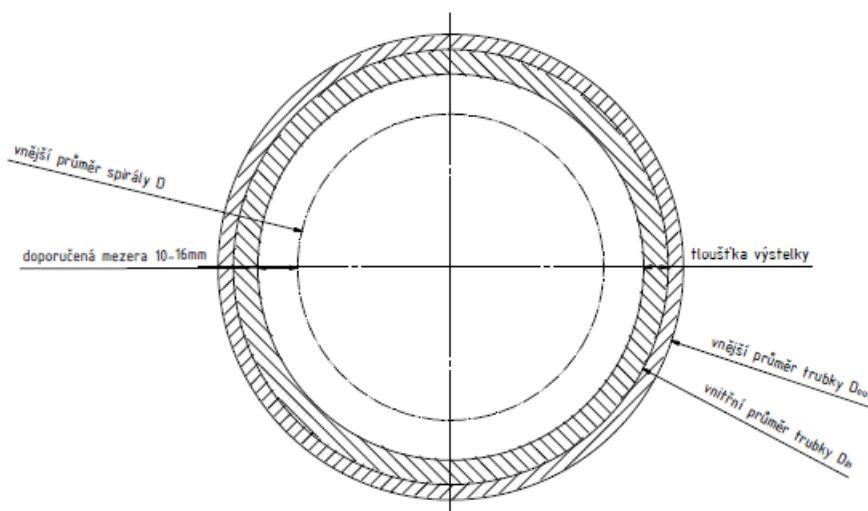
Úpravou vztahu (4) dostáváme vztah (8) pro teoretickou maximální dopravní vzdálenost, do kterého jsou dosazeny hodnoty pro maximální objemovou hmotnost a odpovídající globální součinitel z kap. 4.2. Celý výpočet je přepočítán s 20% rezervou pro výkon pohonu.

$$l_{vtmax} = \frac{P_{jm} \cdot 3600}{Q_v \cdot \rho_{vmax} \cdot g \cdot w \cdot 1,2} [m] \quad (8)$$

$$l_{vtmax} = \frac{1500 \cdot 3600}{1,125 \cdot 1950 \cdot 9,81 \cdot 4 \cdot 1,2} = 52,3 \text{ m}$$

6 ŽLAB DOPRAVNÍKU

Žlab dopravníku bude řešen v podobě dvou bezešvých trubek spojených přírubami. V čelech žlabu budou tyto trubky taktéž osazeny přírubami pro montáž pohonu a na druhé straně pro montáž ložiska. Podle doporučení firmy RATAJ, a.s. je třeba pro cement volit mezeru mezi spirálou a žlabem v rozmezí $10 \div 16$ mm. Pro návrh světlosti trubky je třeba dopředu také počítat s výstelkou žlabu, která bude instalována za účelem snížení tření a zvýšení odolnosti proti otěru.



Obr. 15 Schéma žlabu s výstelkou

6.1 VÝSTELKA ŽLABU

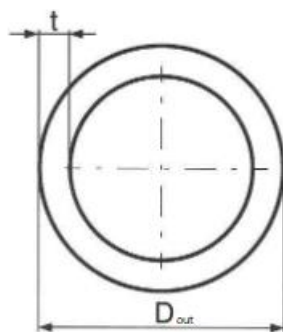
Za dodavatele výstelky byl zvolen výrobce Murtfeldt Plasty s.r.o., který vyrábí technické plasty používané v různých odvětvích již od roku 1950. Jejich nabídka zahrnuje nepřeberné množství produktů, ze kterých lze vybrat ten pravý produkt pro konkrétní použití. Po uvedení problematiky šnekového dopravníku byl konzultantem této firmy bez zaváhání doporučen produkt Murlubric®. Jedná se o modifikovaný polyamid, do kterého je při procesu polymerizace integrován minerální olej a díky tomu tento materiál dosahuje výborných kluzných vlastností a je extrémně otěruvzdorný i v abrazivních prostředích.[16]

Jedním z důležitých aspektů pro volbu tohoto produktu byla výroba plastu ve tvaru trubek dle přání zákazníka. Ostatní produkty tohoto výrobce jsou totiž dodávány ve formě desek, které se pak musí pracně tvarovat, proto je tato volba výhodnější. Tloušťka stěny trubky z polyamidu je 8 mm.

Podle Obr. 15 je výchozí hodnota pro volbu jak trubek, tak i výstelky žlabu, vnější průměr spirály D . Budeme-li uvažovat mezeru mezi spirálou a výstelkou 13mm, pak jednoduchým přepočtem dojdeme k výslednému vnitřnímu průměru polyamidové trubky 126mm. Při připočtení dvojnásobku tloušťky stěny (8mm) pak dostáváme vnější průměr polyamidové výstelky 142mm, který je totožný podle Obr. 15 s vnitřním průměrem trubky D_{in} .

6.2 BEZEŠVÉ TRUBKY

Trubky byly vybrány z online katalogu firmy FERONA [17]. Při volbě bylo vycházeno z vnitřního průměru trubky D_{in} a byly zvoleny trubky bezešvé hladké kruhové dle ČSN 42 5715.01, rozměr 152x5mm. Žlab bude sestaven ze 2ks trubek jako polotovarů pro výrobu o délce $l_t = 4m$.



Obr. 16 Rozměry trubky [17]

Tab. 7 Parametry trubky [17]

D_{out} [mm]	t [mm]	materiál	$m_{tr/1m}$ [kg]
152	5	11353.0	18,126

Na obou trubkách budou kolmo přivařeny 150 mm dlouhé odbočky stejných rozměrů, které budou na koncích taktéž osazeny přírubami. Tyto odbočky budou plnit funkci násypky na straně pohonu a na konci žlabu funkci výsypky a vůči sobě budou pootočené o 180° . V případě násypky bude možné na přírubu montáž rozšiřujícího hrdla pro jednodušší plnění dopravníku a v případě výsypky např. montáž pryžové hadice pro ruční manipulaci s výstupem cementu nebo regulační šoupátko.

7 HMOTNOST DOPRAVNÍKU

Hmotnost dopravníku je třeba určit pro minimální nosnost konstrukce, na které bude dopravník usazen nebo zavěšen. Celková hmotnost se skládá z hmotností jednotlivých částí dopravníku a také z hmotnosti samotného materiálu přepravovaného dopravníkem.

7.1 HMOTNOST MATERIÁLU V DOPRAVNÍKU

Pro určení hmotnosti materiálu přepravovaného dopravníkem je třeba určit plochu S , kterou zaujímá materiál ve žlabu dopravníku. Tato plocha vychází ze součinitele plnění dopravníku ψ , který je dán vztahem (9) dle [3] str. 86:

$$\psi = \frac{S}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} [-] \quad (9)$$

Úpravou vztahu (9) dostáváme vztah (10) pro plochu materiálu S :

$$S = \frac{\psi \cdot \pi \cdot D^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

$$S = \frac{0,3 \cdot \pi \cdot 0,1^2}{4} = 2,36 \cdot 10^{-3} m^2$$

Při známé ploše materiálu lze již jednoduše dopočítat hmotnost materiálu m_{mat} ve žlabu podle vztahu (11):

$$m_{mat} = S \cdot l_v \cdot \rho_v [kg] \quad (11)$$

$$m_{mat} = 2,36 \cdot 10^{-3} \cdot 7,5 \cdot 1200 = 21,24 kg$$

7.2 HMOTNOST SPIRÁLY

Pro určení hmotnosti spirály byl použit modelovací software Autodesk Inventor Professional 2018, ve kterém byla vymodelována spirála v reálných rozměrech dle výkresové dokumentace a za materiál byla určena nerezová ocel AISI 304 (dle ČSN 17240) udávaná výrobcem RATAJ, a.s.. Celková hmotnost spirály m_s je 21,95 kg.

7.3 HMOTNOST ŽLABU

Žlab jako takový je složen z bezešvých trubek, přírub, pomocí kterých se sešroubovávají dohromady, a z polyamidové výstelky Murlubric®. Do hmotnosti žlabu je nutno započítat hmotnost násypky a výsypky, které jsou na žlab přivařeny. Celková délka trubek l_{ctr} , ze kterých je žlab sestaven, je dle výkresové dokumentace včetně násypky a výsypky 8,432 m. Hmotnost jedné příruby $m_{přir}$ je po vymodelování v Autodesk Inventoru Professional 2018 a přiřazení materiálu 11 353.0 $m_{přir} = 3,75$ kg. Celkový počet přírub na žlabu je 6ks. Hmotnost výstelky $m_{výst}$ byla také určena pomocí softwaru Autodesk Inventor Professional 2018, a to na $m_{výst} = 30,5$ kg.

Celková hmotnost žlabu m_z je pak podle vztahu (12):

$$m_z = l_{ctr} \cdot m_{tr/1m} + 6 \cdot m_{přir} + m_{výst} [kg] \quad (12)$$

$$m_z = 8,432 \cdot 18,126 + 6 \cdot 3,75 + 30,5 \doteq 206 \text{ kg}$$

7.4 HMOTNOST POHONU

Hmotnost pohonu m_p se určí jednoduchým sečtením hmotností motoru a převodovky, tedy:

$$m_p = m_m + m_{přev} [kg] \quad (13)$$

$$m_p = 15 + 28 = 43 \text{ kg}$$

7.5 HMOTNOST ČEPŮ

Hmotnost čepů byla určena obdobným postupem jako u spirály, tedy vymodelováním a následným přiřazením materiálu 11 423. Celková hmotnost obou čepů je potom $m_c = 4,3$ kg.

Pro určení reakčních sil v ložiskách je třeba znát celkovou hmotnost spirály s čepem $m_{sč}$, na které bude spirála přivařena. Tato hmotnost se pak rovná:

$$m_{sč} = m_s + m_c [kg] \quad (14)$$

$$m_{sč} = 21,95 + 4,3 = 26,25 \text{ kg}$$

7.6 CELKOVÁ HMOTNOST

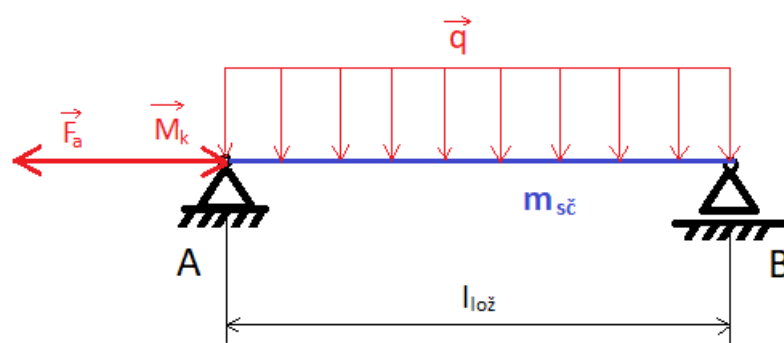
Celková hmotnost dopravníku m_{celk} je rovna součtu všech hmotností jednotlivých částí dopravníku. Jelikož nebyla určena hmotnost spojovacího materiálu dopravníku, pro upřesnění do celkové hmotnosti bude započítán přídavek 10kg.

$$m_{celk} = m_s + m_z + m_p + m_{\check{c}} + m_{mat} + 10 [kg] \quad (15)$$

$$m_{celk} = 21,95 + 206 + 43 + 4,3 + 21,24 + 10 = 306,5 \text{ kg}$$

8 ULOŽENÍ SPIRÁLY

Spirála dopravníku bude přivařena na vstupní a výstupní čep. Vstupní čep bude volně zasunutý do náboje převodovky, která má integrované radiálně-axiální ložisko. Krouticí moment z převodovky na čep bude přenášen skrze evolventní drážkování, které má náboj převodovky z výroby. K tomuto drážkování bude zhotoveno odpovídajícím způsobem i drážkování na konci vstupního čepu. Na druhém konci dopravníku bude výstupní čep uložen v radiálním jednořadém kuličkovém ložisku. Pro kontrolu je tedy nutno určit velikost axiální a radiální síly, které budou ložiska zachytávat. Jelikož je délka spirály mnohonásobně větší jak její průměr, můžeme ji ve výpočtech pro zjednodušení uvažovat jako prut.



Obr. 17 Schéma uložení spirály

8.1 VÝPOČET RADIÁLNÍ SÍLY

Liniové zatížení q znázorněné na Obr. 17 je vyvoláno samotnou hmotností spirály s čepy $m_{sč}$. Toto zatížení lze vyjádřit vztahem (16) následovně:

$$q = \frac{F}{l} = \frac{m_{sč} \cdot g}{l_{lož}} [N \cdot m^{-1}], \quad (16)$$

kde:

$l_{lož}$ [m] vzdálenost mezi ložisky

q [$N \cdot m^{-1}$] liniové zatížení vyvolané tíhou spirály s čepy

$$q = \frac{26,35 \cdot 9,81}{8,052} = 32,1 N \cdot m^{-1}$$

Jelikož se jedná o liniové zatížení, pak je z Obr. 17 patrné, že reakční síly v podpoře A i B budou stejné a tyto síly budou představovat radiální sílu působící na ložiska. Radiální sílu lze vyjádřit dle vztahu (17):

$$F_r = F_A = F_B = \frac{q \cdot l_{lo\check{z}}}{2} [N] \quad (17)$$

$$F_r = \frac{32,1 \cdot 8,052}{2} = 129,2 \text{ N}$$

8.2 VÝPOČET AXIÁLNÍ SÍLY

Axiální síla vzniká reakcí přepravovaného materiálu na pohybující se spirálu dopravníku a lze ji vyjádřit vztahem (18) dle [3] str. 93 takto:

$$F_a = \frac{M_k}{R_s \cdot \tan(\alpha + \varphi)} [N], \quad (18)$$

kde:

M_k [N·m] maximální krouticí moment na výstupním hřídeli převodovky, dle Tab. 4 [15] je tato hodnota 152 N·m

R_s [m] účinný poloměr, určený dle vztahu (19) dle [3] str. 93

α [°] úhel stoupání spirály, určený dle vztahu (20)

φ [°] úhel tření mezi materiálem a spirálou určený vztahem (21), který vychází ze součinitele tření mezi přepravovaným materiálem a materiálem spirály f_m , který má hodnotu pro cement a ocel dle [18] 0,9

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} [m] \quad (19)$$

$$R_s = 0,75 \cdot \frac{0,1}{2} = 0,0375 \text{ m}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s}{\pi D} [^\circ] \quad (20)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{0,1}{\pi \cdot 0,1} \doteq 17,7^\circ$$

$$\varphi = \tan^{-1}(f_m) [^\circ] \quad (21)$$

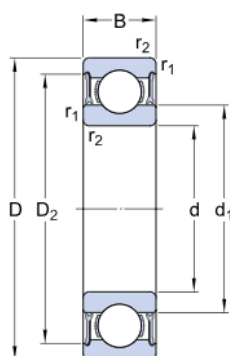
$$\varphi = \tan^{-1}(0,9) \doteq 42^\circ$$

$$F_a = \frac{152}{0,0375 \cdot \tan(17,7 + 42)} = 2368,6 \text{ N}$$

Vypočtenou sílu $F_a=2368,6\text{ N}$ bude zachytávat pouze ložisko integrované v převodovce, které má od výrobce udávanou maximální hodnotu axiální síly dle Tab. 4 $F_{amax}= 4200\text{ N}$. Ložisko je tedy dostatečně dimenzované. Radiální sílu $F_r=129,2\text{ N}$ bude zachytávat jak ložisko v převodovce, tak i ložisko na konci dopravníku. V případě převodovky je opět dle Tab. 4 maximální radiální síla na ložisko $F_{rmax}= 5000\text{ N}$. Ložisko převodovky je tedy na radiální zatížení také dostatečně dimenzované. Nyní je nutno zvolit koncové ložisko.

8.3 VOLBA KONCOVÉHO LOŽISKA

Jako koncové ložisko bylo vybráno jednořadé kuličkové ložisko od firmy SKF z jejich online katalogu [19] s označením W 6205-2RZ. Jedná se o ložisko z nerezové oceli, které má podle označení výrobce (2RZ) z obou stran bezkontaktní těsnění z nitrilkaučuku vyztuženého ocelovým plechem. Toto těsnění zaručuje dobré zadržování plastického maziva, jehož náplň je dostačující po celou životnost ložiska, tudíž je ložisko takřka bezúdržbové, a k tomu těsnění zaručuje dobré zamezení průniku prachu. Ložisko se bude opírat o osazení na čepu v souladu s připojovacími rozměry dle výrobce z jedné strany a z druhé strany bude zajištěno pojistným kroužkem. Vnější kroužek ložiska bude volně posuvný v ložiskovém tělese pro případné axiální posuvy způsobené pružením spirály nebo tepelnou roztažností. Dodatečně bude ložiskový prostor utěsněn plstěným těsnícím kroužkem osazeným v koncovém čele žlabu. Vzhledem k malému radiálnímu zatížení od spirály byl výpočet trvanlivosti proveden pouze v online kalkulačce životnosti ložisek SKF [20] a životnost je $>10^6$ hodin.



Obr. 18 Ložisko W 6205-2RZ [19]

Tab. 8 Základní rozměry ložiska v mm [19]

d	D	B
25	52	15

9 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Jelikož je výstupní náboj převodovky s evolventním drážkováním již od výrobce dostatečně dimenzován na maximální krouticí moment a jelikož má vstupní čep shodné drážkování, není důvod kontrolovat toto drážkování z hlediska pevnosti. Pro kontrolu je nutno určit pouze minimální průměr čepu, který bude přenášet krouticí moment z převodovky na spirálu.

9.1 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR ČEPU

Oba čepy budou vyrobeny z materiálu 11 423, který má dle [14] str. 55 dovolené napětí v krutu pro střídavé zatěžování $\tau_D = 50$ MPa. Minimální průměr čepu $d_{\check{c}min}$ se pak určí dle vztahu (22) dle [21] str. 294 následovně:

$$d_{\check{c}min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\tau_D \cdot \pi}} [m] \quad (22)$$

$$d_{\check{c}min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 152}{50 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,0249 \text{ m} \doteq 25 \text{ mm}$$

Vzhledem k tomu, že nejmenší průměr na vstupním čepu $d_{\check{c}}$, který bude namáhán krutem, je 34 mm, lze konstatovat, že čep z hlediska tohoto namáhání vyhovuje.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo provedení funkčního výpočtu, určení hlavních rozměrů, návrh pohonu dopravníku, pro uvedené parametry posouzení nejdelší možné dopravní vzdálenosti a výběr vhodných parametrů dopravovaných materiálů.

V úvodu práce bylo provedeno rozdělení šnekových dopravníků a popsány jejich základní části. Po uvedení spirálních šnekových dopravníků do kontextu a následném zvolení vhodných parametrů přepravovaného materiálu byl vybrán cement. Dopravník byl tedy navrhován pro dopravu cementu v betonářské výrobě.

V následujících kapitolách byly navrženy základní rozměry spirály pro dosažení odpovídajícího dopravního výkonu a její dodavatel. Na základě vybrané spirály byl zvolen pohon dopravníku, který se skládá z asynchronního motoru s kotvou na krátko od výrobce Siemens a excentrické převodovky vyráběné Strojírnou Kukleny. Tato převodovka je vhodná pro šnekové dopravníky zejména pro malé rozměry a zachování souososti pohonu se spirálou. Po zvolení pohonu byl proveden kontrolní výpočet pro ověření skutečného dopravního výkonu oproti zadanému. Tento výpočet potvrzuje, že skutečný dopravní výkon oproti zadanému výkonu je zanedbatelně větší a pohon je tedy zvolen správně. Pro splnění zadání byl proveden teoretický výpočet nejdelší možné dopravní vzdálenosti pro zadané parametry.

V druhé polovině práce byl zpracován návrh žlabu dopravníku, který se skládá ze dvou kusů bezešvých ocelových trubek, které jsou osazeny plochými přírubami pro spojení a v čelech pro montáž pohonu a koncového ložiska. Na první polovině žlabu kolmo přivařena násypka v podobě trubky s plochou přírubou, na druhé polovině žlabu obdobně řešena výsypka. Celý žlab je vyložen polyamidovou výstelkou v podobě vložené trubky pro snížení tření materiálu o stěnu žlabu a zvýšení otěruvzdornosti. Obsahem druhé poloviny práce je také výpočet hmotností jednotlivých částí dopravníku a celkové hmotnosti dopravníku, která je stěžejní pro návrh nosné konstrukce.

V posledních dvou kapitolách byly provedeny výpočty potřebné pro uložení spirály v ložiscích, následná volba ložisek a pevnostní výpočet průměru čepů. Vstupní ložisko je ložisko radiálně-axiální integrované v převodovce již od výrobce a jako koncové ložisko bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko od firmy SKF, které bude zajištěno pojistným kroužkem proti axiálnímu posunu. Průměry čepů pevnostně vyhovují.

Celý návrh spirálního dopravníku je zpracován na výkresu sestavení, který je přílohou této práce. Při návrhu dopravníku bylo vycházeno hlavně z konzultací s firmou RATAJ, a.s., která má dlouholeté zkušenosti s výrobou právě těchto dopravníků, pro jednoduchost, co nejmenší údržbu a realizovatelnost dopravníku.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] DRAŽAN, František. *Teorie a stavba dopravníků*. Praha: Ediční středisko Českého vysokého učení technického, 1983.
- [2] BIGOŠ, Peter. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [3] DRAŽAN, František a Karel JEŘÁBEK. *Manipulace s materiálem*. Praha: SNTL/ALFA, 1979.
- [4] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení pro SPŠ strojní*. Praha: Informatorium, 2009. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [5] *Šnekovnice a bezosé spirály* [online]. FLITECH, 2013 [cit. 2019-02-25]. Dostupné z: https://www.has.cz/storage/app/media/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky/prospekt-FLITECH_EN_0713_EDIT_CZ.pdf
- [6] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [7] Čelní převodovka řada RX. In: *SEW Eurodrive: Převodové motory* [online]. Brno: Sew Eurodrive, 2019 [cit. 2019-02-25]. Dostupné z: https://master.sew-eurodrive.com/media/sew_eurodrive/produkte/getriebe/standardgetriebe/helical_gear_unit_rx_series_344x194.jpg
- [8] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1988, 277 s.
- [9] Rozměry spirály. In: *RATAJ Bezosové spirální dopravníky* [online]. České Budějovice: Rataj, 2018 [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: https://www.rataj.cz/vyrobní-program/spiraly-a-snekovice/robustni-bezose-spiralove-dopravniky_1#images-2
- [10] Robustní spirály. *RATAJ Bezosové spirální dopravníky* [online]. České Budějovice: Rataj, 2018 [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: https://www.rataj.cz/vyrobní-program/spiraly-a-snekovice/robustni-bezose-spiralove-dopravniky_1
- [11] ČSN 26 0070. Klasifikace a označování sypkých hmot dopravovaných na dopravních zařízeních. Praha: Český normalizační institut, 1994.
- [12] Siemens Guided Motor Selection. *SIEMENS* [online]. Praha: Siemens, 2019 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/pcmplus/app/>
- [13] *SIEMENS, Simotics nízkonapěťové trojfázové asynchronní motory nakrátko podle IEC* [online]. Praha: Siemens, 2016 [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/technika_pohonu/motory/nizkonapetove_standardni_motory/D81_1-2016_cz.pdf
- [14] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.

- [15] Pomaluběžné excentrické reduktory EC BOX. *Strojírna Kukleny spol. s.r.o.* [online]. Hradec Králové: Strojírna Kukleny spol., 2018 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <https://strojirna.cz/strojirenska-vyroba/pomalubezne-excentricke-reduktory-ec-box/#prettyPhoto>
- [16] Murlubric®. *Murtfeldt Plasty* [online]. Měšice: Murtfeldt Plasty, 2018 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/technicke-materialy-2/murlubric/>
- [17] *Ferona online* [online]. Praha: Ferona, 2017 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>
- [18] *Volba dopravního řetězu* [online]. Vamberk: Řetězy Vamberk, 2016 [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: http://retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf
- [19] Kuličková ložiska. *SKF CZ, a.s.* [online]. Göteborg, Švédsko: Vedení skupiny SKF, 2018 [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=W%206205-2RZ&unit=metricUnit>
- [20] SKF Bearing Calculator. *SKF CZ, a.s.* [online]. Göteborg, Švédsko: Vedení skupiny SKF, 2018 [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/>
- [21] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-802-1426-290.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

c_H	[-]	Korekční součinitel
d	[m]	Vnitřní průměr spirály
D	[m]	Vnější průměr spirály
$d_{\check{c}}$	[m]	Průměr čepu
$d_{\check{c}min}$	[m]	Minimální průměr čepu
D_{in}	[m]	Vnitřní průměr trubky
F_a	[N]	Axiální síla
F_A	[N]	Reakční síla v podpoře A
F_{amax}	[N]	Maximální axiální síla
F_B	[N]	Reakční síla v podpoře B
f_m	[-]	Součinitel tření
F_r	[N]	Radiální síla
F_{rmax}	[N]	Maximální radiální síla
g	[m·s ⁻²]	Gravitační konstanta
h	[m]	Dopravní výška
i	[-]	Převodový poměr
i_t	[-]	Teoretický převodový poměr
l_{ctr}	[m]	Celková délka trubky
$l_{lož}$	[m]	Vzdálenost ložisek
l_s	[m]	Délka spirály
l_t	[m]	Délka trubky
l_v	[m]	Dopravní vzdálenost
l_{vmax}	[m]	Teoretická maximální dopravní vzdálenost
m_{celk}	[kg]	Celková hmotnost
$m_{\check{c}}$	[kg]	Hmotnost čepů
M_k	[N·m]	Krouticí moment
m_m	[kg]	Hmotnost motoru
m_{mat}	[kg]	Hmotnost materiálu v dopravníku
m_p	[kg]	Hmotnost pohonu
$m_{přev}$	[kg]	Hmotnost převodovky
$m_{přír}$	[kg]	Hmotnost příruby
m_s	[kg]	Hmotnost spirály

$m_{sč}$	[kg]	Hmotnost spirály s čepy
$m_{tr/1m}$	[kg]	Hmotnost trubky o délce 1m
$m_{výst}$	[kg]	Hmotnost výstelky
m_z	[kg]	Hmotnost žlabu
n_1	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky motoru
n_2	[s ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
n_t	[s ⁻¹]	Teoretické otáčky spirály
P_d	[W]	Příkon dopravníku
P_{dct}	[W]	Příkon dopravníku pro cement
P_{dmaxt}	[W]	Příkon dopravníku pro maximální objemovou hmotnost
P_{jm}	[W]	Jmenovitý výkon elektromotoru
q	[N·m ⁻¹]	Liniové zatížení
Q_m	[kg·h ⁻¹]	Hmotnostní výkon
Q_v	[m ³ ·h ⁻¹]	Objemový výkon
Q_{vs}	[m ³ ·h ⁻¹]	Skutečný objemový výkon
R_s	[m]	Účinný poloměr spirály
s	[m]	Stoupání spirály
S	[m ²]	Plocha materiálu v žlabu
T_1	[N·m]	Maximální vstupní moment převodovky
T_2	[N·m]	Maximální výstupní moment převodovky
t_l	[m]	Tloušťka listu spirály
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost posuvu materiálu
w	[-]	Globální součinitel
α	[°]	Úhel stoupání spirály
β	[°]	Úhel sklonu dopravníku
π	[-]	Matematická konstanta
ρ_v	[kg·m ⁻³]	Objemová hmotnost
ρ_{vc}	[kg·m ⁻³]	Objemová hmotnost cementu
ρ_{vmax}	[kg·m ⁻³]	Maximální objemová hmotnost
τ_D	[MPa]	Dovolené napětí v krutu
ψ	[-]	Součinitel plnění
φ	[°]	Úhel tření mezi materiálem a spirálou

SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE:

Výkres sestavení	SPIRÁLNÍ DOPRAVNÍK	BP-SSD-01-00
Seznam položek	SPIRÁLNÍ DOPRAVNÍK	BP-SSD-01-00
Výkres svarku	SPIRÁLA S ČEPY	BP-SSD-01-01